



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

PÍSTNÍ SKUPINA ŘADOVÉHO TŘÍVÁLCOVÉHO VZNĚTOVÉHO MOTORU

PISTON GROUP OF IN-LINE THREE-CYLINDER DIESEL ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

MAREK DRDLA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2010

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2009/10

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Drdla Marek

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Pístní skupina řadového tříválcového vznětového motoru

v anglickém jazyce:

Piston group of in-line three-cylinder diesel engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh a pevnostní kontrola pístní skupiny řadového tříválcového vznětového motoru.

Cíle bakalářské práce:

Pro dané základní geometrické, termodynamické a provozní parametry pístní skupiny uvedeného motoru proveďte výpočet termodynamického cyklu.

Navrhněte základní rozměry válcové jednotky.

Pro vybrané provozní režimy proveďte pevnostní kontrolu pístu a oka ojnice.

Seznam odborné literatury:

Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství ČVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1

Heisler, H.: Advanced engine technology, SAE 2002

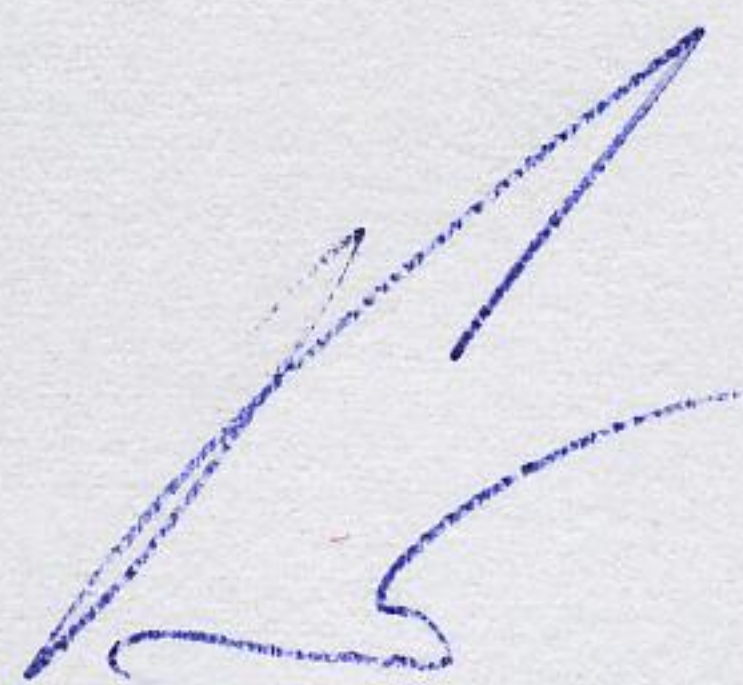
Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

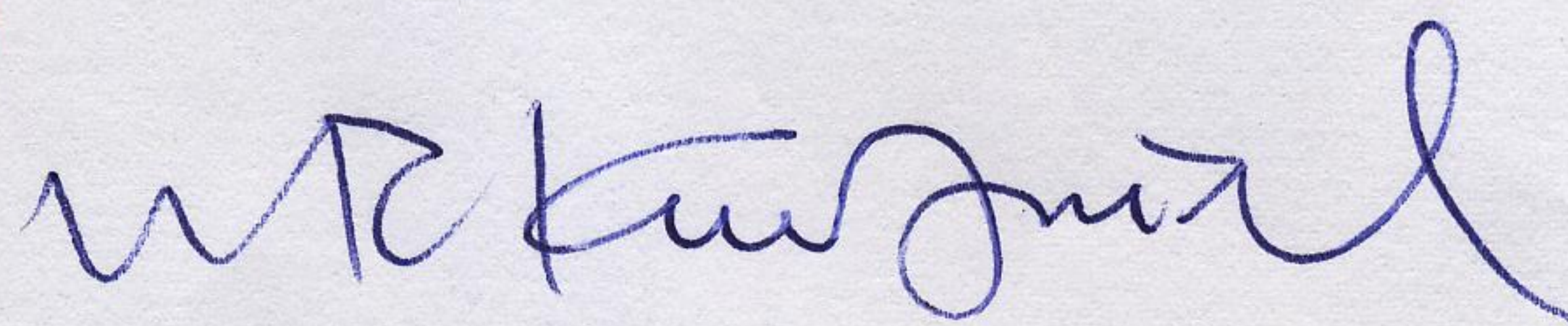
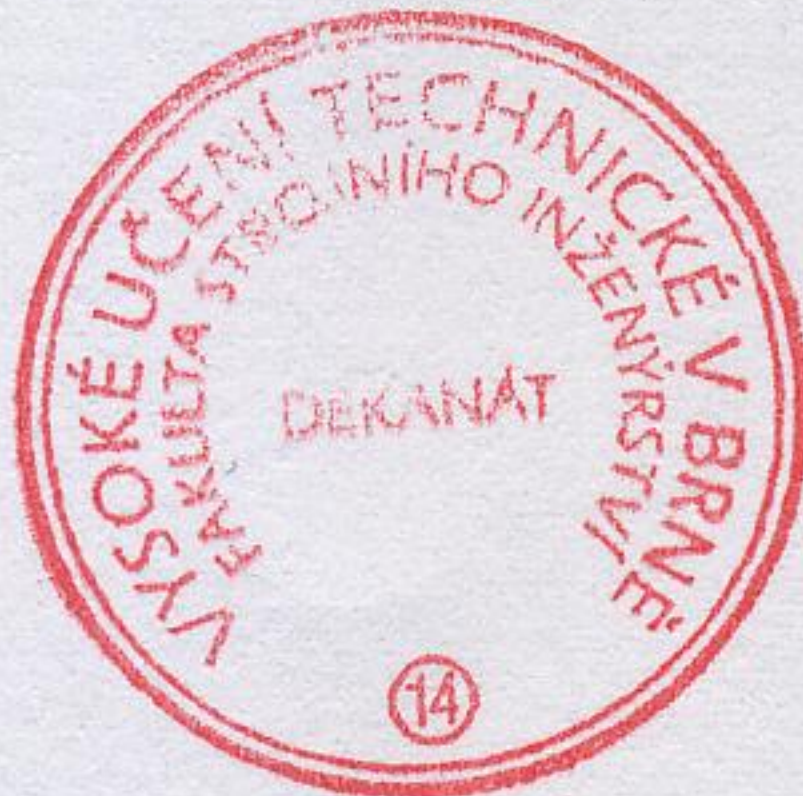
Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2009/10.

V Brně, dne 9.11.2009

L.S.



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem této bakalářské práce je provést výpočet termodynamického cyklu daného motoru ze zadaných základních geometrických, termodynamických a provozních parametrů jeho pístní skupiny. Dalším krokem je navrhnout rozměry válcové jednotky a pro vybrané provozní režimy provést pevnostní kontrolu pístu, pístního čepu a oka ojnice. V úvodu je uveden princip činnosti Diesellového motoru.

Vlastní text práce se skládá z pěti částí a přílohy. V prvních dvou částech jsou postupně popsány základní parametry motoru a Sabatův termodynamický cyklus. Dále je rozebráno silové zatížení pístu, pístního čepu a statické a dynamické napětí ojnicního oka. Příloha se zabývá numerickým výpočtem tříválcového vznětového motoru Zetor 5202.

V závěru je popsán postup, analýza a zhodnocení daného výpočtu. Nakonec je zde uvedeno porovnání teoretického pojetí problematiky s realitou v praxi.

Abstrakt

The aim of this thesis is to calculate a thermodynamic cycle of given engine with basic geometric, thermodynamic and operating parameters of its piston category. Then, a design of cylindrical unit and strength check of piston, piston pin and conrod eye, follows. There is preliminary mentioned the principle of Diesel engine function.

The body of the thesis is divided into five chapters and the attachment. At first two chapters, there are basic parameters of the engine and Sabat thermodynamic cycle described. Next chapters are focused on force load of piston, piston pin and static and dynamic stress of conrod eye. Numerical calculation of three-cylinder Diesel engine Zetor 5202 is given in the attachment.

In conclusion, there is the procedure and the analysis of calculation described and the calculation is evaluated. Finally, a comparison of theoretical concept and real conditions is given.

Klíčová slova

Sabatův cyklus, síly na píst, píst, pístním čep, oko ojnice.

Key words

Sabat cycle, forces onto piston, piston, piston pin, conrod eye.

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

DRDLA, M. *Pístní skupina řadového tříválcového vznětového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2010. 59 s. Vedoucí bakalářské práce. prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato bakalářská práce byla zhotovena pouze mojí osobou bez cizí pomoci. Potřebné informace jsem zpracoval pouze z osobních znalostí, z literatury uvedené v seznamu a z odborných konzultací.

V Brně dne:

Podpis:

Poděkování

Děkuji svému vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc., za velmi kvalitní a odborné informace, které mi pomohly při zpracovávání této bakalářské práce.

V Brně dne:

Obsah část 1: Popis výpočtu

0	Úvod.....	11
1	Zadané parametry motoru	13
2	Teoretický průběh pracovního oběhu	15
2.1	Adiabatická komprese	15
2.2	Izochorický přívod tepla.....	15
2.3	Izobarická expanze	15
2.4	Adiabatická expanze	16
2.5	Objemová práce cyklu.....	16
2.6	Odvedené teplo.....	16
2.7	p-V diagram.....	17
3	Silové působení na píst	19
3.1	Síla od tlaků plynů.....	19
3.2	Návrh posuvných částí pístní skupiny.....	19
3.2.1	Výpočet hlavních rozměrů pístní skupiny	19
3.2.2	Výpočet hmotnosti pístní skupiny	20
3.3	Výpočet sil působících na pístní skupinu	20
3.3.1	Zjištění maxima zrychlení a setrvačné síly	20
3.3.2	Maximální síla působící na pístní skupinu	20
4	Pevnostní výpočet pístního čepu.....	21
4.1	Měrný tlak	21
4.1.1	Otlačení mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice	21
4.1.2	Otlačení mezi pístním čepem a oky pístu.....	22
4.2	Namáhání pístního čepu ohybem	22
4.3	Namáhání pístního čepu smykem	22
5	Výpočet ojnice	23
5.1	Rozměry ojnice	23
5.2	Pevnostní kontrola oka a ojnice	23
5.2.1	Měrný tlak	24
5.2.2	Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	24
5.2.3	Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů	27
5.3	Maximální napětí v oku ojnice.....	28
5.4	Bezpečnost oka ojnice vůči mezi klusu.....	28
5.5	Kontrola na únavu	29
6	Závěr	31
7	Seznam použitých zdrojů.....	33
8	Seznam použitých zkratk a symbolů.....	35

Obsah část 2: Příloha-Vlastní výpočet motoru

1	Zadané parametry motoru	41
2	Teoretický průběh pracovního oběhu	42
2.1	Adiabatická komprese	42
2.2	Izochorický přívod tepla.....	43
2.3	Izobarická expanze	44
2.4	Adiabatická expanze	45
2.5	Objemová práce cyklu.....	46
2.6	Odvedené teplo.....	46
3	Silové působení na píst	46
3.1	Síla od tlaků plynů.....	46
3.2	Návrh posuvných částí pístní skupiny.....	47
3.2.1	Výpočet hlavních rozměrů pístní skupiny	47
3.2.2	Výpočet hmotnosti pístní skupiny	48
3.3	Výpočet sil působících na pístní skupinu	49
3.3.1	Zjištění maxima zrychlení a setrvačné síly	50
3.3.2	Maximální síla působící na pístní skupinu	52
4	Pevnostní výpočet pístního čepu.....	52
4.1	Měrný tlak	52
4.1.1	Otlačení mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	52
4.1.2	Otlačení mezi pístním čepem a oky pístu.....	52
4.2	Namáhání pístního čepu ohybem	53
4.3	Namáhání pístního čepu smykem	53
5	Výpočet ojnice	53
5.1	Rozměry ojnice	53
5.2	Pevnostní kontrola oka a ojnice	54
5.2.1	Měrný tlak	54
5.2.2	Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	55
5.2.3	Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů	56
5.3	Maximální napětí v oku ojnice.....	57
5.4	Bezpečnost oka ojnice vůči mezi klusu.....	58
5.5	Kontrola na únavu	58

0 Úvod

Vznětový motor, běžně nazývaný diesellový motor, je nejvýznamnější dnes používaný druh spalovacího motoru. Jedná se o motor, který mění chemickou energii vázanou v palivu na mechanickou energii hnacího hřídele stroje.

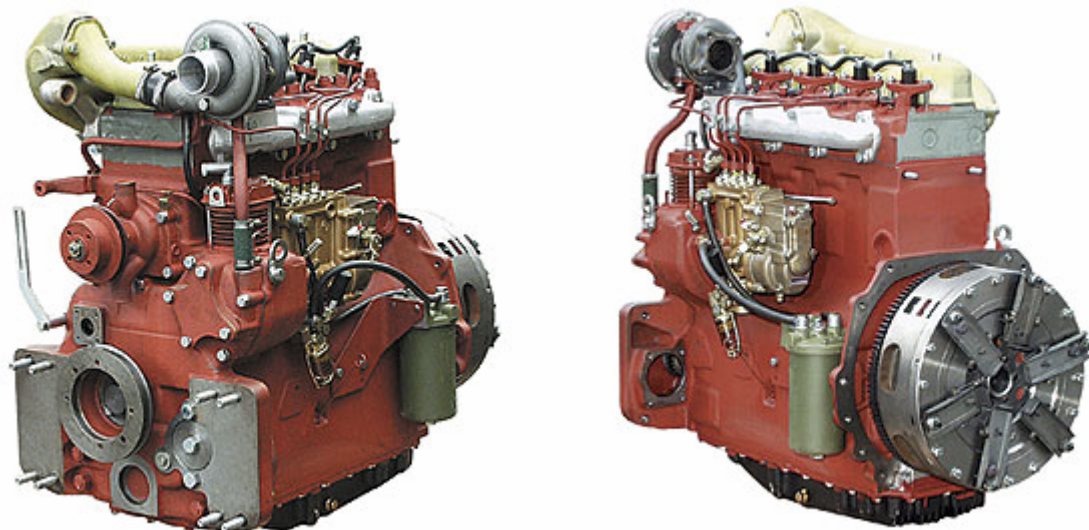
Vznětový motor pracuje obvykle jako čtyřdobý spalovací motor. Na rozdíl od zážehových motorů je do něj palivo dopravováno odděleně od vzduchu. Do spalovacího prostoru se nejprve nasává vzduch. Po uzavření sacího ventilu se nasátý vzduch stlačuje (píst se pohybuje směrem k horní úvratí) a dochází k adiabatické kompresi. Roste tlak i teplota. Před horní úvratí je tryskou do válce vstříknuta přesně odměřená dávka paliva, která je jemně rozprášena. Palivo začne hořet samovznícením ve vzduchu ohřátém kompresí. Prudce stoupne teplota i tlak. Ve fázi expanze je pak vzniklý tlak převeden na mechanickou práci. V poslední fázi (výfuk) se otevírá výfukový ventil a spaliny jsou vytlačeny do výfuku [5].

Pro výpočet byl vybrán tříválcový čtyřdobý vznětový motor Zetor 5202 (obr. 1). Motory Zetor spolehlivě pracují v traktorech, vysokozdvížných vozících, nakladačích, stavebních a silničních strojích, kompresorech, mobilních svářecích soupravách, elektrocentrálách a čerpacích agregátech [4].

1 Zadané parametry motoru

Pro výpočet byl vybrán motor traktoru Zetor 5202, viz (obr. 1). Zadané parametry jsou vrtání válce D , zdvih h , kompresní poměr ε . Pro výpočet je dále důležitý stechiometrický poměr L_{st} , což je hmotnost spotřebovaného vzduchu na 1 kg paliva, počáteční tlak cyklu p_1 , který je atmosférický. Absolutní teplota okolí $T_1 = 293K$, protože teplota okolí je $20^\circ C$. Mezi fyzikální konstanty vzduchu nutné k výpočtu patří Poissonova konstanta κ , měrná plynová konstanta r , i měrná tepelná kapacita za stálého objemu c_v . Nezbytným prvkem pro určení zrychlení posuvných částí pístní skupiny viz. níže jsou jmenovité otáčky n . Perioda t se určí jako převrácená hodnota otáček n . Z periody se poté spočítá úhlová rychlost ω . Zadaná je dále spodní výhřevnost paliva H_u , což je teplo, které dostaneme spálením 1kg paliva a součinitel přebytku vzduchu λ . Zdvihový objem V_h je objem válce o výšce zdvihu. Objem volného prostoru nad pístem v okamžiku doběhu pístu do horní úvrati se nazývá kompresní objem V_k . Celkový objem spalovacího prostoru motoru V_c je tedy součet kompresního objemu V_k a zdvihového objemu V_h . Kompresní poměr ε je poměr největšího a nejmenšího objemu 1 cyklu 1 válce, což je V_c ku V_k . Z tohoto se vypočítá V_k . Hmotnost vzduchu m_v se určí ze stavové rovnice plynu. Hmotnost paliva m_p se spočítá z m_v , L_{st} a λ . A nakonec teplo odvedené při jednom oběhu $Q = 1479J$ je výhřevnost paliva H_u vynásobená hmotností paliva m_p [1,3].

Pozn.: Číslování popisu výpočtu souhlasí s číslováním přílohy.



Obr. 1 Motor Zetor 5202 [4]

2 Teoretický průběh pracovního oběhu

Tepelný cyklus, ve kterém pracuje tento motor se nazývá Sabatův. Při výpočtu se vychází z počáteční teploty T_1 , tlaku p_1 , znalosti zdvihového objemu V_h , kompresního objemu V_k a přivedeného tepla Q .

2.1 Adiabatická komprese

Nejdříve se spočítá z rovnice adiabatického děje tlak na konci komprese $p_2 = 4,915 \text{ MPa}$. Když vyjádříme obecně tlak p ze stavové rovnice plynů a dosadíme do rovnice adiabatického děje, tak dostaneme vztah pro výpočet teploty na konci komprese $T_2 = 888 \text{ K}$.

Diferenciál objemová práce dA se obecně spočítá jako tlak p vynásobený diferenciálem objemu dV . Z rovnice adiabaty dostaneme závislost tlaku na objemu, kterou dosadíme do integrálu pro výpočet objemové práce. Po integraci dostaneme vztah pro určení objemové práce adiabatické komprese $A_{12} = -493 \text{ J}$. Práce je záporná, protože dochází ke kompresi (zmenšování objemu).

2.2 Izochorický přívod tepla

Předpokládáme, že se přivede při tomto ději 40% tepla Q . Izochorický děj je děj, při kterém je objem konstantní. Vztah pro teplotu na konci děje se odvodí následovně: Z I. TDZ plyne, že diferenciál tepla dQ je roven diferenciálu vnitřní energie soustavy dU + diferenciál objemová práce dA . Diferenciál vnitřní energie je roven diferenciálu teploty vynásobeného měrnou tepelnou kapacitou a hmotností. Diferenciál práce je součin tlaku a diferenciálu objemu. Protože při izochorickém ději je objem konstantní, tak objemová práce je nulová. Takže teplo Q_{23} se spočítá jako změna vnitřní energie soustavy, která závisí na hmotnosti, měrné tepelné kapacitě a rozdílu koncové a počáteční teploty. Úpravou vztahu pro teplo Q_{23} a následným numerickým dosazením dostaneme koncovou teplotu $T_3 = 1600 \text{ K}$.

Tlak na konci děje $p_3 = 8,848 \text{ MPa}$ se spočítá ze vztahu pro izochorický děj, který lze odvodit ze stavových rovnic plynu pro počáteční a koncové hodnoty.

2.3 Izobarická expanze

Při izobarickém ději je stálý tlak. Předpokládáme zde, že se přivede 60% tepla. Objem na konci izobarické expanze se spočítá následovně: Z I. TDZ plyne, že diferenciál tepla dQ je roven diferenciálu vnitřní energie soustavy dU + diferenciál objemová práce dA . Diferenciál objemová práce se tedy spočítá jako tlak vynásobený diferenciálem objemu. Práce se následně vyjádří jako tlak vynásobený integrálem z diferenciálu objemu. Tlak se vytknul před integrál, protože je konstantní. Po úpravě je objemová práce rovna součinu tlaku p_4 a rozdílu

koncového objemu V_4 a počátečního V_k . Když pak tento výraz dosadíme do I. TDZ, tak nám vyjde vztah pro výpočet tepla Q_{34} . Neznámé máme ale 2: T_4 a V_4 . Teplotu T_4 si vyjádříme ze vztahu pro izobarický děj, který získáme z podělení stavových rovnic plynu pro počáteční a koncové hodnoty. Vztah pro výpočet koncové teploty T_4 dosadíme do vztahu pro výpočet tepla Q_{34} . Úpravou této rovnice vyjádříme koncový objem $V_4 = 88,499\text{cm}^3$.

Teplotu na konci izobarické expanze $T_4 = 2362\text{K}$ spočítáme ze vztahu pro izobarický děj, přičemž V_3 je rovno V_k .

Objemová práce je tlak vynásobený integrálem z diferenciálu objemu, protože tlak je konstantní. Úpravou tohoto integrálu dostaneme vztah pro výpočet objemové práce $A_{34} = 253\text{J}$.

2.4 Adiabatická expanze

Koncový tlak $p_5 = 0,315\text{MPa}$ se spočítá z rovnice pro adiabatický děj, přičemž koncový objem je V_c a počáteční V_4 . Když vyjádříme obecně tlak ze stavové rovnice plynu a dosadíme do rovnice adiabatického děje, tak dostaneme vztah pro výpočet teploty na konci expanze $T_5 = 911\text{K}$.

Diferenciál objemová práce dA se obecně spočítá jako tlak p vynásobený diferenciálem objemu dV . Z rovnice adiabaty dostaneme závislost tlaku na objemu, kterou dosadíme do integrálu pro výpočet objemové práce. Po integraci dostaneme vztah pro výpočet objemové práce adiabatické expanze $A_{45} = 1202\text{J}$. Práce je kladná, protože dochází k expanzi (zvyšování objemu).

2.5 Objemová práce cyklu

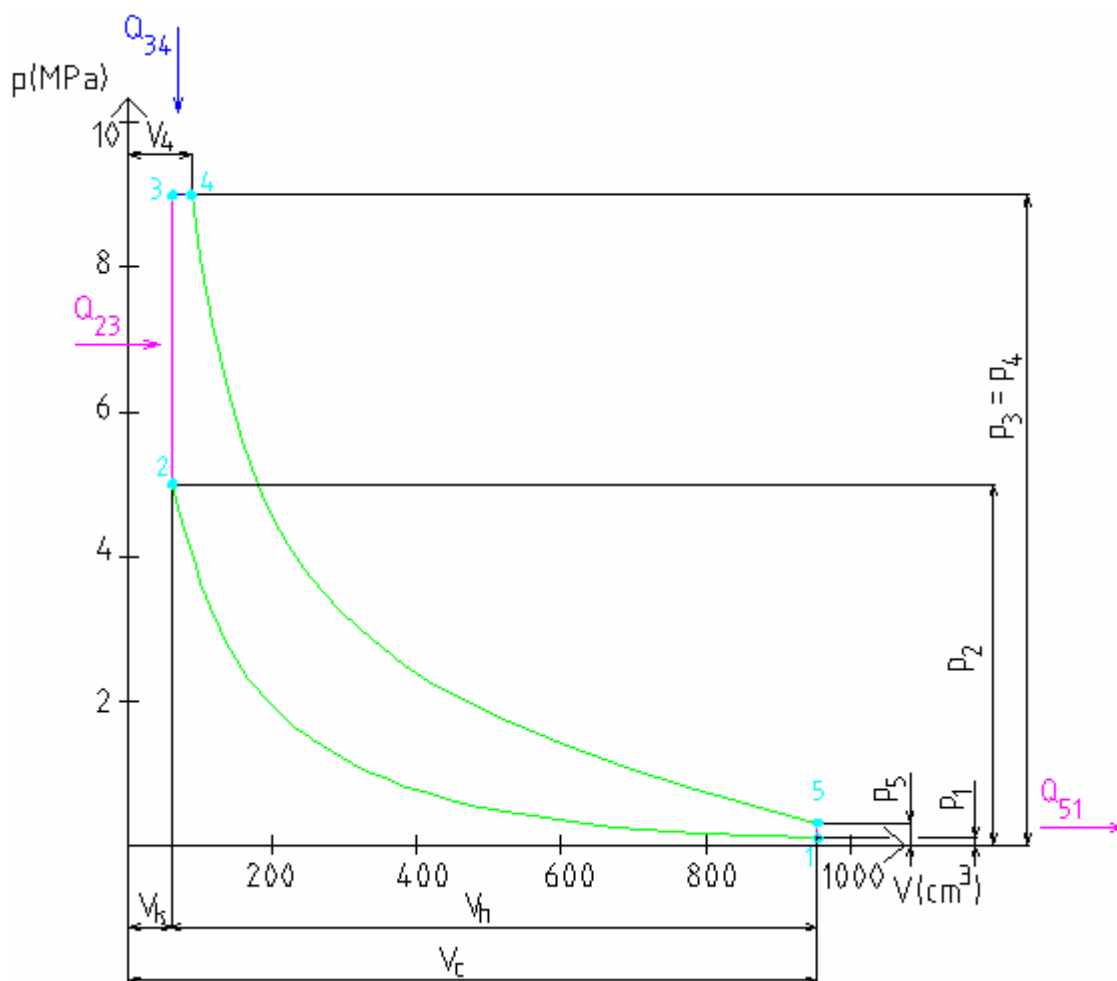
Objemová práce cyklu $A_c = 962\text{J}$ se získá součtem objemových prací jednotlivých dějů. Protože při izochorických dějích jsou objemové práce nulové, tak zbývají objemové práce adiabatické komprese A_{12} , izobarické expanze A_{34} a adiabatické expanze A_{45} . Objemová práce se vypočítá jako integrál z tlaku s diferenciálem objemu a z matematického hlediska je integrál plocha pod křivkou. Z toho plyne, že objemová práce cyklu je vnitřní plocha v p-V diagramu (obr. 2). Pro upřesnění je to uzavřená plocha ohraničená jednotlivými ději, jinak řečeno plocha mezi body 1, 2, 3, 4, 5.

2.6 Odvedené teplo

U tohoto cyklu je teplo odvedeno během koncového izochorického děje mezi body 5 a 1 (obr. 2). Odvedené teplo $Q_{51} = -517\text{J}$ se spočítá ze vztahu pro celkovou práci cyklu A_c , která je rovna celkovému přivedenému teplu Q zmenšeného o dovedené teplo Q_{51} v absolutní hodnotě.

2.7 p-V diagram

p-V diagram modeluje všechny děje v termodynamickém cyklu a je to závislost tlaku na objemu. Náš cyklus je Sabatův. Zelené čáry jsou adiabaty, růžové izochory a modrá je izobara. V tabulce 1 jsou vyjádřena znaménka objemové práce a tepla při jednotlivých dějích [3].



Obr. 2 p-V diagram termodynamického cyklu [3]

	1-2	2-3	3-4	4-5	5-6
A	<0	0	>0	>0	0
Q	0	>0	>0	0	<0

Tabulka 1: Znaménka objemové práce a tepla při jednotlivých dějích [3]

3 Silové působení na píst

Jedním z nejdůležitějších veličin zjištěných z teoretického výpočtu termodynamického cyklu je maximální tlak ve válci motoru. Ten slouží pro stanovení síly na píst od tlaků plynů. Dále je potřeba zjistit i setrvačnou sílu působící na posuvné části pístní skupiny. Výpočtem těchto dvou veličin a určením, která z nich má větší vliv na statické zatěžování pístní skupiny, se zabývá celá tato kapitola.

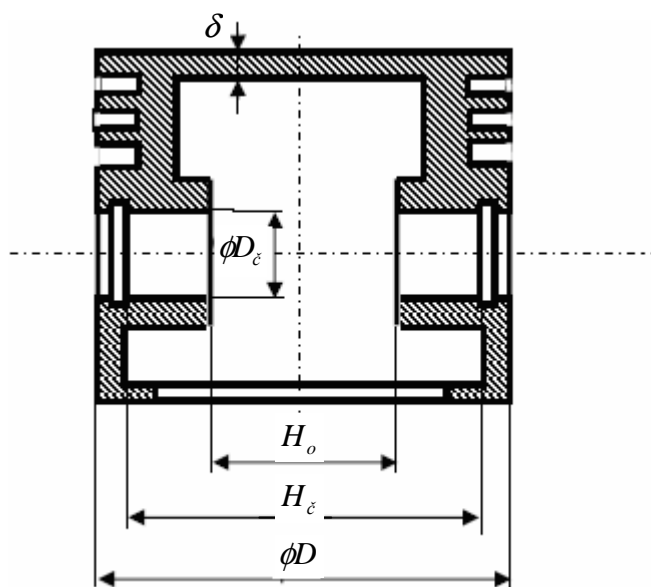
3.1 Síla od tlaků plynů

Pro určení této síly musíme nejdříve zjistit plochu pístu S_{ps} . Maximální síla na píst od tlaků plynů $F_p = 71490\text{N}$ nastává při expanzním zdvihu. Síla se pak spočítá jako součin tlaku na píst a plochy pístu. Počítá se přetlak na píst a nikoli absolutní tlak.

3.2 Návrh posuvných částí pístní skupiny

3.2.1 Výpočet hlavních rozměrů pístní skupiny

Hlavní rozměry pístu, které jsou spočítané v příloze vidíte na obr. 3. Dále se určí rozměry pístního čepu. Z rozměrů pístu a pístního čepu se určí objem dna pístu V_d , objem pláště pístu V_{pl} a objem nálitku pro pístní čep V_n . Jestliže sečteme všechny tyto objemy, získáme celkový objem pístu V_{cp} [2].



Obr. 3: Hlavní rozměry pístu [2]

3.2.2 Výpočet hmotnosti pístní skupiny

Píst je slitina AlSi12, která je složena z hliníku a křemíku. Nejdříve se spočítá celková hustota ρ . Pak se určí dílčí hmotnosti pístu m_{pi} a čepu m_c , které po sečtení tvoří celkovou hmotnost posuvných částí pístní skupiny m_c .

3.3 Výpočet sil působících na pístní skupinu

3.3.1 Zjištění maxima zrychlení a setrvačné síly

K tomuto výpočtu potřebujeme znát maximální zrychlení pístní skupiny v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele (obr. 15). Vynásobením maximálního zrychlení pístní skupiny a celkové hmotnosti posuvných členů pístní skupiny, dostaneme maximální setrvačnou sílu působící na píst F_s . K výpočtu je nezbytné stanovit také setrvačnou sílu bez uvažování hmotnosti pístního čepu F_{s2} . Síla F_s je největší při úhlu natočení klikového hřídele $\alpha = 0^\circ$ (obr. 16) a má velikost $1500N$ [2].

3.3.2 Maximální síla působící na pístní skupinu

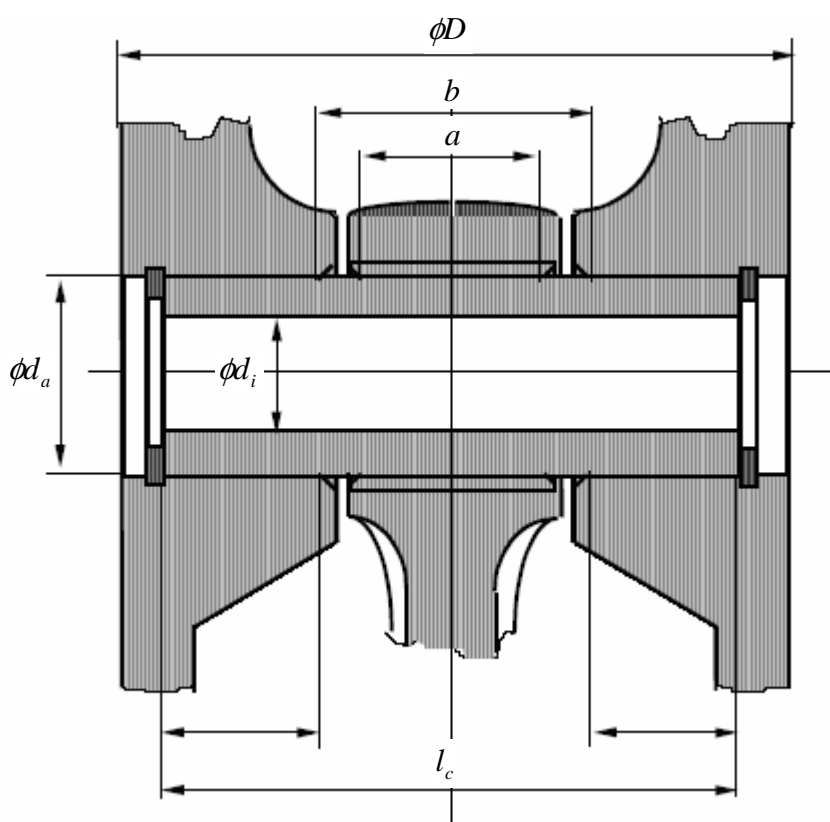
Teoreticky maximální síla může nastat ve dvou případech. Nejprve při expanzním zdvihu anebo při sacím zdvihu. Síla při expanzním zdvihu $F_c = 69990N$ se vypočítá ze síly od tlaku plynů F_p a setrvačné síly F_s . K dalšímu výpočtu je ještě potřeba síla F_{c2} , která vznikne ze síly od tlaků plynů zmenšené o setrvačnou sílu F_{s2} (která je bez uvažování hmotnosti pístního čepu). Síla při sacím zdvihu F_{cs} se spočítá ze setrvačné síly F_s a síly od podtlaku při nasávání. Síla od tlaku plynů je o mnoho vyšší než síla setrvačná i než síla od podtlaku a proto maximální síla je při expanzním zdvihu [2].

4 Pevnostní výpočet pístního čepu

Pístní čep lze nahradit prutovým modelem se spojitým silovým zatížením v místech jeho uložení v pístu i v dotykové oblasti s ojnicí (obr. 5). Na obr. 4 jsou vidět základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu.

4.1 Měrný tlak

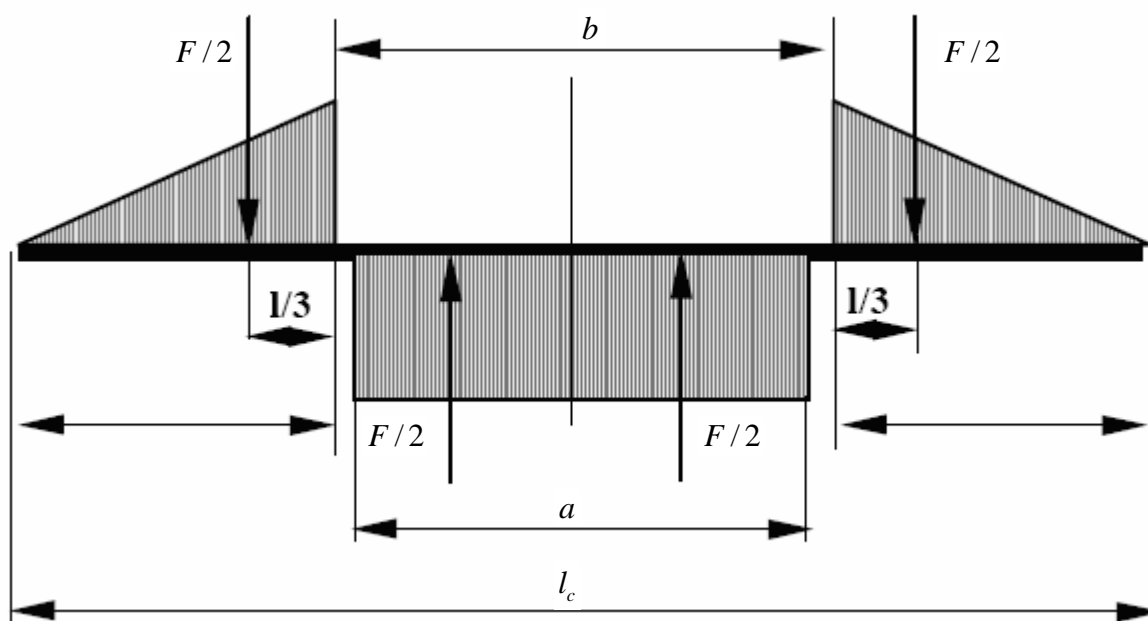
Slouží pro kontrolu návrhu šířky ojničního oka a současně určuje navržená šířka oka ojnice i vzdálenost náلتků pro pístní čep. Vypočítá se jako podíl maximální síly na pístní skupinu a plochy která tvoří kolmý průmět dotýkajících se dvou součástí [2].



Obr. 4: Základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu [2]

4.1.1 Otlačení mezi pístním čepem a pouzdrem oka ojnice

Spočítá se jako podíl maximální síly působící na pístní skupinu v expanzním zdvihu F_c a průmětu styku ojnice a pístního čepu, což je činná šířka ojničního oka vynásobená vnějším průměrem pístního čepu. Velikost tohoto tlaku je $p_o = 56,5 MPa$. Dovolené hodnoty tlaku jsou mezi 20 a 88 MPa.



Obr. 5: Prutový model pístního čepu [2]

4.1.2 Otláčení mezi pístním čepem a oky pístu

Při stanovení této hodnoty tlaku se počítá se silou F_{c2} , která je rovna maximální síle od tlaku plynů zmenšené o setrvačnou sílu při expanzním zdvihu. Tato setrvačná síla F_{s2} ale není totožná jako síla při výpočtu 4.1.1, počítá se v ní totiž s hmotností pístní skupiny bez hmotnosti pístního čepu. Tlak se opět spočítá jako podíl již zmíněné síly F_{c2} a plochy, která se určí jako součin činné délky pístního čepu v nálitcích a vnějšího průměru čepu. Velikost tohoto tlaku je $p_p = 38,6 \text{ MPa}$. Dovolené tlaky jsou 15 až 59 MPa [2].

4.2 Namáhání pístního čepu ohybem

Ohybové napětí se spočítá jako podíl ohybového momentu M_o a modulu průřezu v ohybu W_o . Maximální ohybový moment $M_{o \max}$ je v polovině prutu. Modul průřezu v ohybu pro pístní čep se spočítá jako podíl osového kvadratického momentu průřezu a nejvzdálenějšího vlákna. Maximální ohybové napětí má velikost $\sigma_{o \max} = 229,2 \text{ MPa}$. Velikost dovoleného ohybového napětí je pro slitinové oceli 250 až 500 MPa.

4.3 Namáhání pístního čepu smykem

Maximální smykové napětí τ_{\max} se vyskytuje v průřezu pístního čepu mezi nálitky v pístu a ojnicím okem, a to v neutrální ploše příčného průřezu. Spočítá se podle Žuravského vzorce a jeho velikost je $\tau_{\max} = 119,8 \text{ MPa}$. Dovolené hodnoty smykového napětí jsou 120 až 220 MPa [2].

5 Výpočet ojnice

5.1 Rozměry ojnice

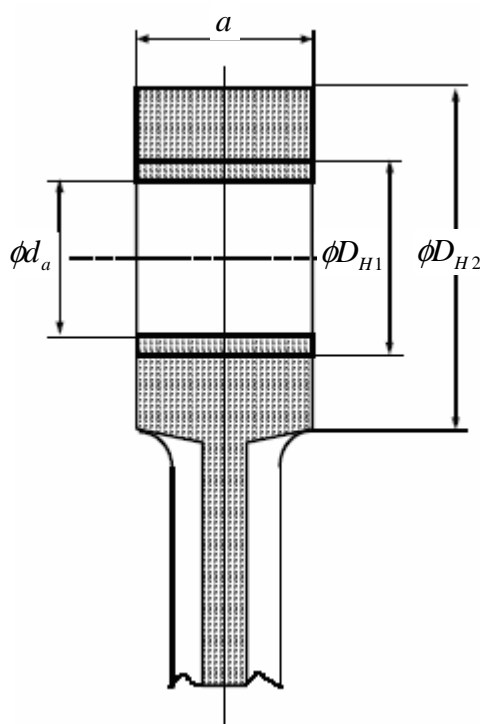
Ojnice čtyřdobého vznětového motoru je tvořena (obr. 8) okem pro pístní čep **1**, ložiskovým pouzdrem **2**, dříkem **3**, dělenou hlavou ojnice **4**, přičemž víko **5** je připojeno ojnicními šrouby **6**. Základní rozměry ojnic čtyřdobých motorů vztažených na vrtání válce motoru D jsou uvedeny na obr 9 [2].

5.2 Pevnostní kontrola oka a ojnice

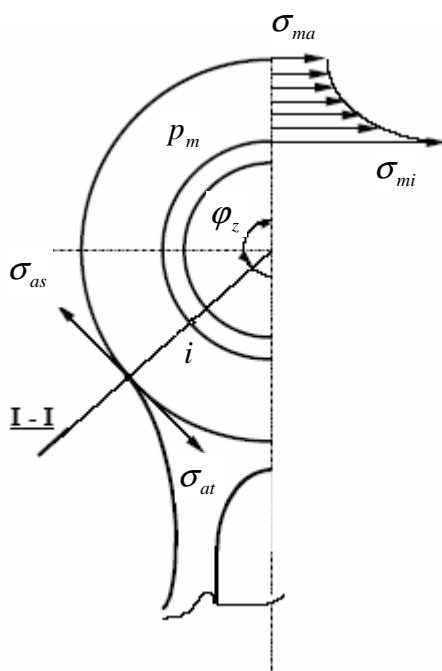
Ojniční oko je zatíženo:

- silami od tlaků plynů působících při spalování na dno pístu
- setrvačnými silami posuvných hmot pístní skupiny
- předpětím od zalisování a ohřevu ložiskového pouzdra

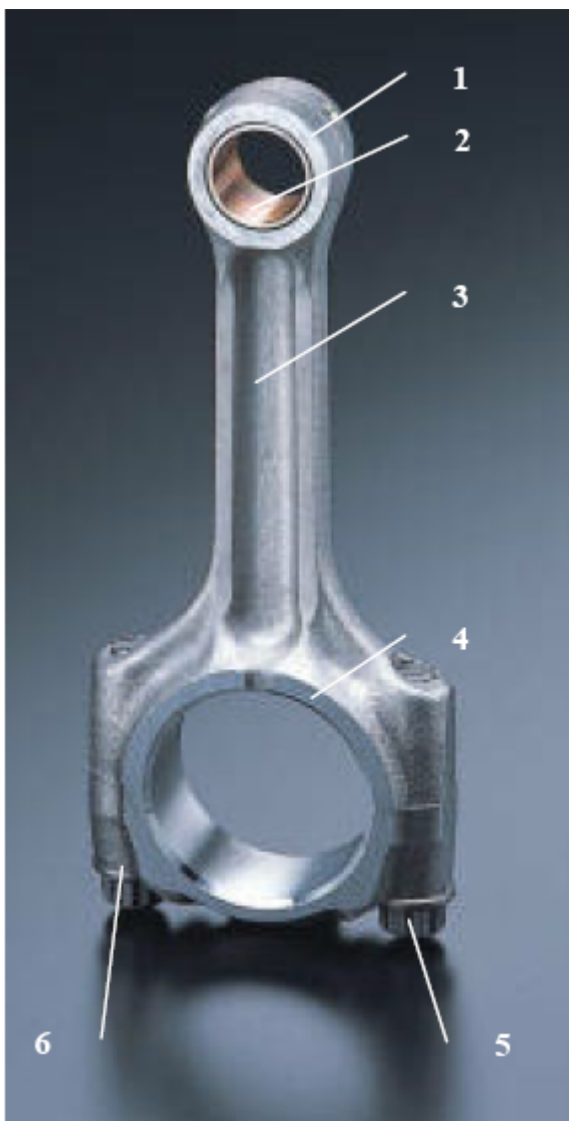
Základní rozměry ojničního oka jsou na obr. 6. Zatížení ojničního oka je zobrazeno na obr. 7 [2].



Obr. 6 Základní rozměry ojničního oka [2]



Obr. 7 Zatížení ojničního oka [2]



Obr. 8 Názvosloví ojnice [2]

5.2.1 Měrný tlak

Tím, že do oka ojnice zalisujeme ložiskové pouzdro, vznikne spojitě zatížení (měrný tlak) na vnitřním povrchu ojničního oka, který vyvolává ve všech příčných průřezech oka určité konstantní napětí. Toto napětí vyvolané zalisováním pouzdra se za provozu motoru po ohřátí ojničního oka ještě zvětší v důsledku vyšší roztažnosti materiálu bronzového silnostěnného pouzdra.

Nejdříve se zvolí přesah bronzového pouzdra e_p . Následně se spočítá zvětšení přesahu v důsledku ohřátí e_t . To se pak dosadí spolu s materiálovými konstantami oceli a bronzu a vypočítanými konstantami C_o a C_p do vztahu pro výpočet výsledného měrného tlaku p_m .

Měrný tlak slouží pro výpočet napětí na vnějším vlákně a vnitřním vlákně. Napětí na vnějším vlákně je $\sigma_{ma} = 90,4 \text{ MPa}$ a napětí na vnitřním vlákně $\sigma_{mi} = 144,2 \text{ MPa}$. Dovolené hodnoty pro obě napětí jsou 100 až 150 MPa [2].

5.2.2 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Je vyvoláno posuvnými hmotami pístní skupiny, přičemž maximum je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí mezi výfukovým a sacím zdvihem. Průběhy zatížení a napětí v ojničním oku jsou znázorněny na obr. 10.

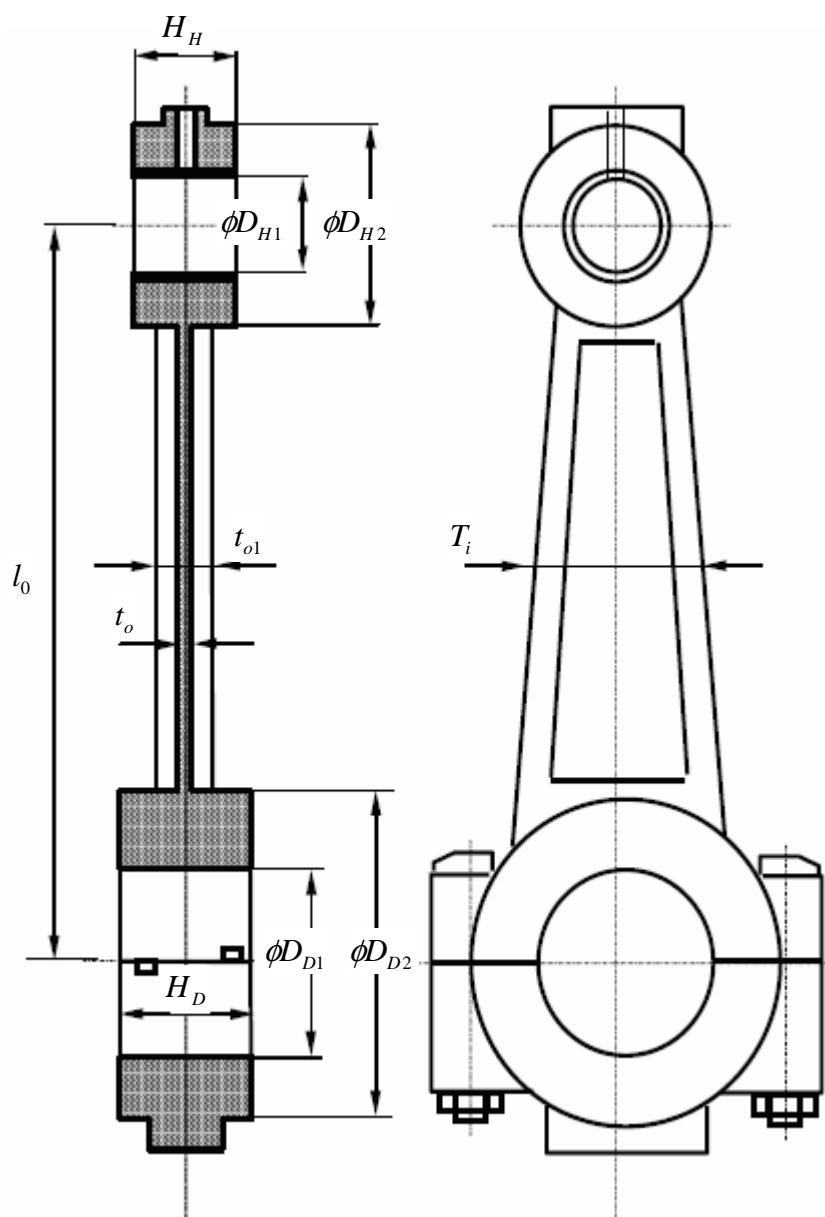
Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou F_{cs} . Pro výpočet napětí vyvolaný touto silou nahrazujeme oko ojnice (bez ložiskového pouzdra) modelem silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě **0** průřezu **I-I**, (obr. 12).

Všechny průřezy oka kolmé na střední kruhové vlákno jsou namáhány kombinovaně na ohyb a na tah. Ve vnějších vláknech průřezu vznikají normálová napětí σ_{as} . Obr. 11 a) Jejich největší hodnota je v průřezu **I-I** v místě ukotvení oka do dřívku ojnice. Průběh napětí ve vnitřních vláknech σ_{is} má maximum v průřezu kolmém na osu ojnice Obr. 11 b).

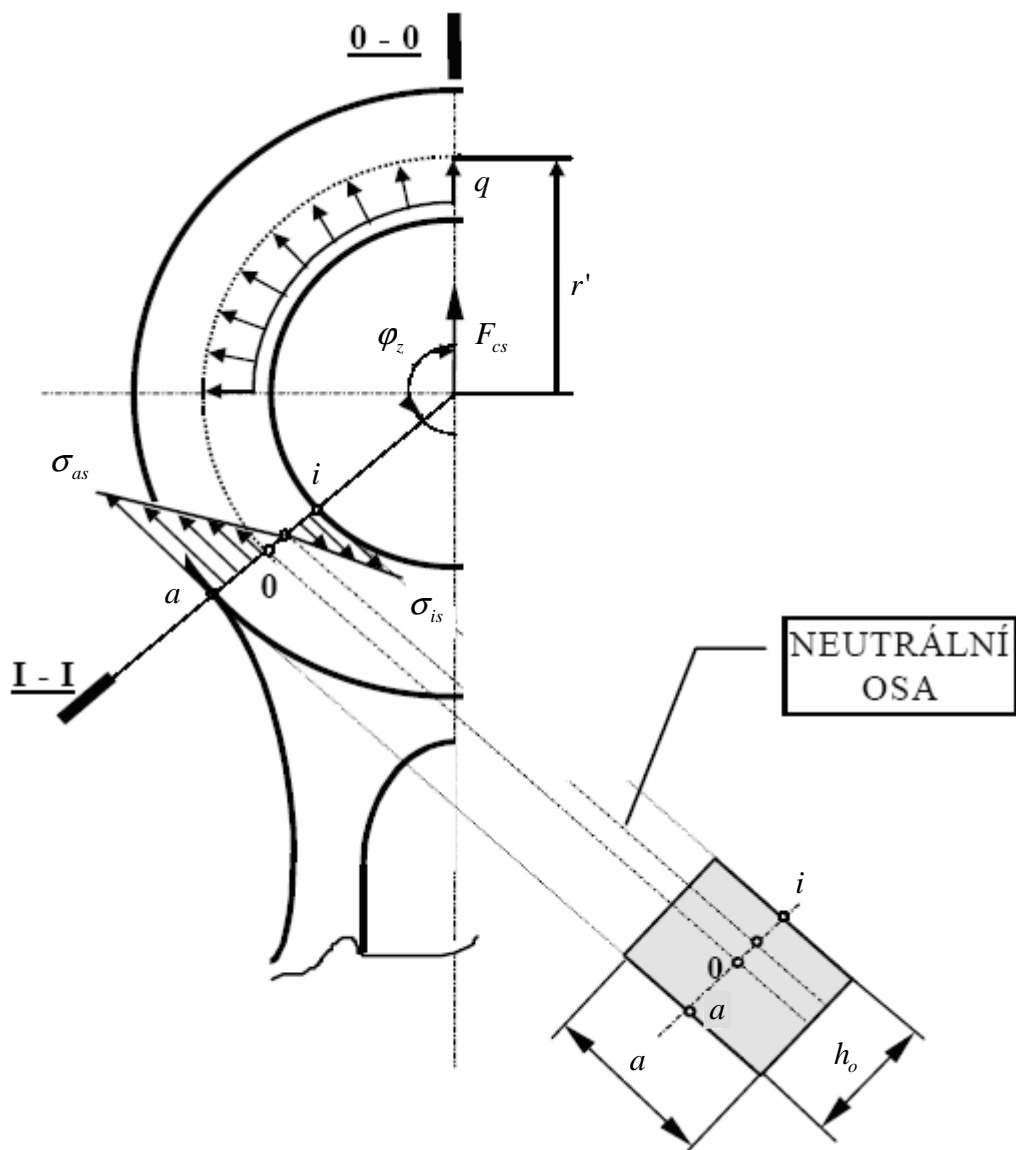
Při zatížení setrvačnou silou F_{cs} dosedne pístní čep na stykovou plochu s pouzdem

ojnice tak, že oko ojnice je namáháno spojitým zatížením q . Vzhledem k symetrii zatížení i geometrie prutu je možno prut v průřezu **0-0** přerušit a vazbové působení druhé části prutu nahradit silovými účinky, tj. momentem M_{os} a normálovou silou F_{nos} .

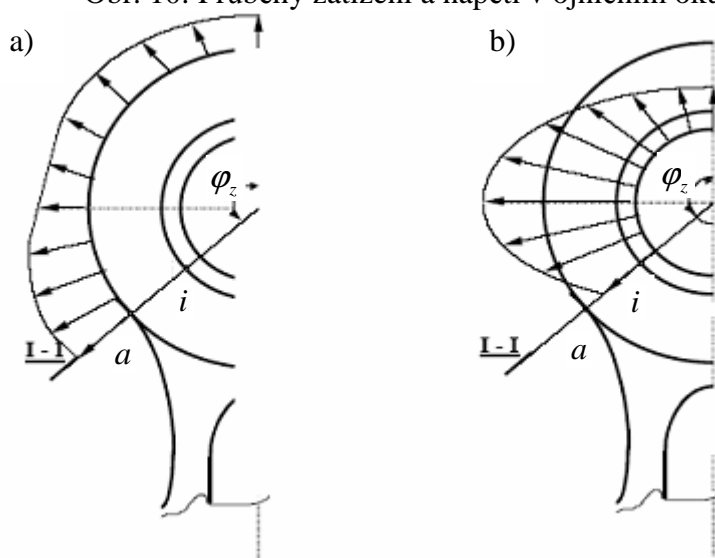
V místě vetknutí se pak spočítá ze statických podmínek rovnováhy moment M_s a síla F_{ns} . Pro výpočet napětí potřebujeme dále tloušťku stěny oka ojnice h_o . Ta slouží pro výpočet průřezu oka ojnice S_o . Průřez pouzdra ojnice S_{po} se spočítá jako tloušťka pouzdra vynásobená šířkou oka ojnice. Z Hookeova zákona se poté určí konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu k přenosu ložiskovým pouzdem oka. Nakonec se spočítá maximální normálové napětí na vnějším vlákne $\sigma_{as} = 13,6 \text{ MPa}$ a maximální napětí na vnitřním vlákne $\sigma_{is} = -17,1 \text{ MPa}$ [2].



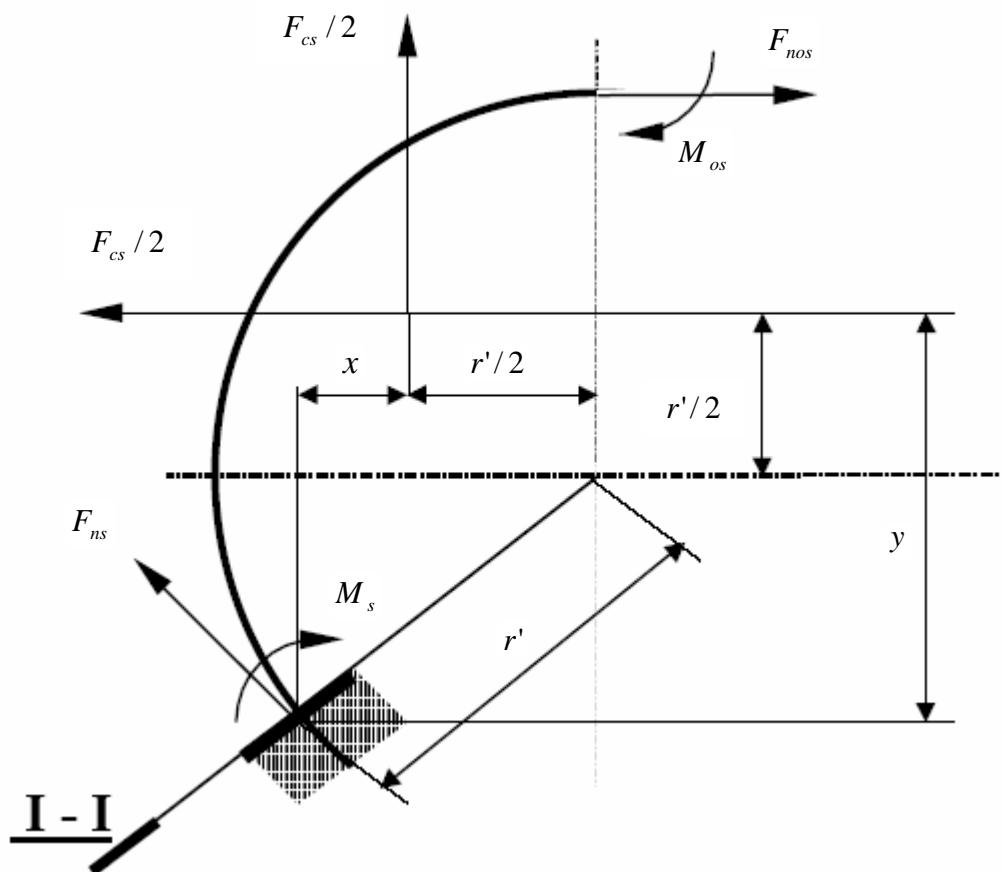
Obr. 9: Charakteristické rozměry ojnice [2]



Obr. 10: Průběhy zatížení a napětí v ojnicím oku [2]



Obr. 11: Průběhy napětí: a) ve vnějších vláknech b) ve vnitřních vláknech [2]

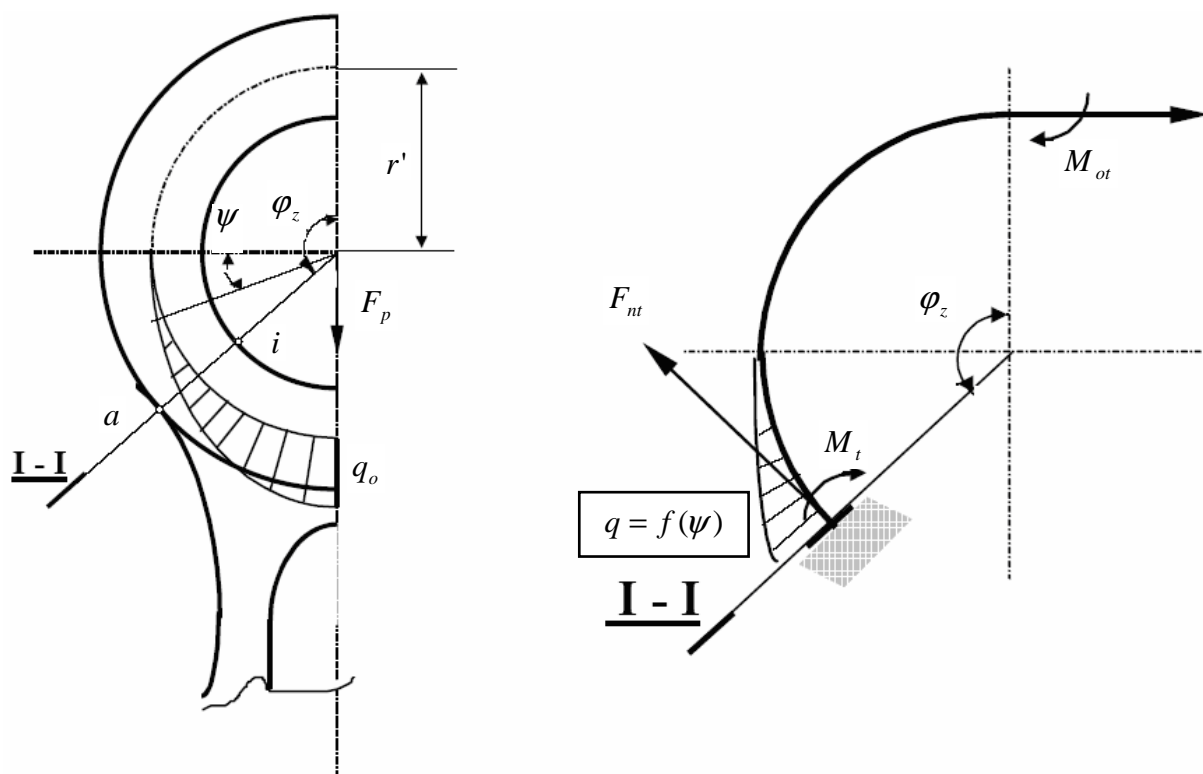


Obr. 12: Model silně zakřiveného kruhového prutu [2]

5.2.3 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na obr. 13 je ukázáno zatížení ojničního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q=f(\psi)$, osamělá síla F_p působí v ose ojnice. Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu **I-I**.

Vzhledem k symetričnosti zadání úlohy je řešena pouze polovina oka. Výsledné vnitřní účinky v průřezu **0-0** jsou normálová síla F_{not} a ohybový moment M_{ot} . Ty se zjistí pomocí konstant a_1 a a_2 které jsou funkcí ϕ_z . Ze statické rovnováhy uvolněného prutu vypočítáme moment M_t a normálovou sílu F_{nt} . Následně se určí maximální normálové napětí na vnějším vlákne $\sigma_{at} = -56,8 \text{ MPa}$ a maximální normálové napětí na vnitřním vlákne $\sigma_{it} = 94,9 \text{ MPa}$ [2].



Obr. 13: Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů [2]

5.3 Maximální napětí v oku ojnice

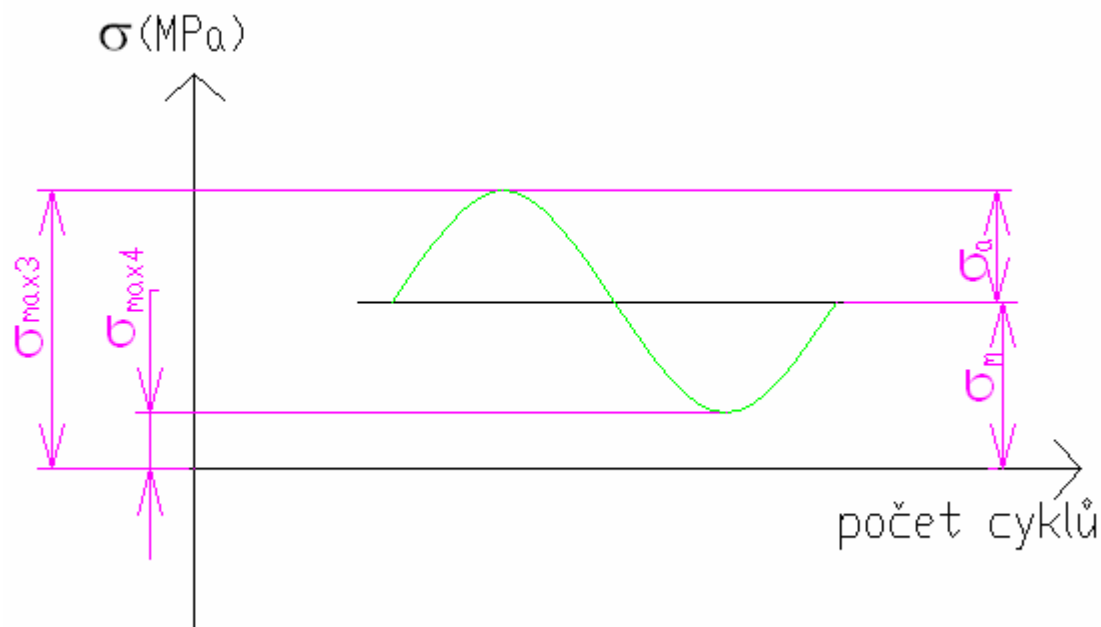
Maximální napětí v oku ojnice se nachází buď na vnějším příloha (5.3.1.), nebo na vnitřním vlákně ojnice příloha (5.3.2.). Získá se součtem napětí vzniklého z měrného tlaku a napětí od setrvačných sil popř. od tlaků plynů. Maximální napětí je to, které má v absolutní hodnotě největší velikost a je to napětí na vnitřním vlákně, jehož hodnota je $\sigma_{\max} = 239,1 \text{ MPa}$ [2].

5.4 Bezpečnost oka ojnice vůči mezi klusu

Bezpečnost se počítá jako poměr hodnoty charakterizující mezní stav a maximální hodnoty za provozu. V našem případě je mezní stav mez klusu a maximální hodnota za provozu σ_{\max} . Naše bezpečnost vůči mezi klusu $k_k = 2,47$, což je větší než 1,5. To znamená že oko ojnice z hlediska statického namáhání vyhovuje [2].

5.5 Kontrola na únavu

Jelikož namáhání oka ojnice není statické, ale dynamické, musí se počítat na únavu, může totiž dojít k únavovému lomu. Nejdříve se zjistí mez únavy vzorku σ_{co} . Ta se zmenší o opravné součinitele vlivem reálného stavu součásti. Jak se spočítá střední napětí σ_m a amplituda napětí σ_a je vidět na obr. 14.



Obr. 14 Cyklické namáhání oka ojnice,
znázornění maximálního, minimálního napětí amplitudy a středního napětí [6]

Střední napětí je nenulové a jde o pulzující cyklus v tahu. Únavová bezpečnost podle Gerbera $k_{cycl} = 2,58$ je mezi 2,5 až 5, takže ojnicní oko vydrží neomezený počet cyklů [6].

6 Závěr

Tato práce zahrnuje teoretický výpočet a návrh pístní skupiny tříválcového vznětového motoru traktoru Zetor 5202. Počáteční krok představuje sestavení termodynamického cyklu. Provádí se výpočet stavových veličiny v jednotlivých bodech. Začíná se na spodním bodě adiabatické komprese, přes izochorické hoření, izobarickou expanzi, adiabatickou expanzi a izochorický výfuk uzavírá cyklus. Jednotlivými kroky i přes práci a teplo u jednotlivých dějů dojde k sestavení tepelného modelu. Nejdůležitějším výstupním parametrem z tepelného cyklu je maximální tlak na píst. Ze základních zadaných geometrických veličin, a zjištěného zatížení pístu se vypočítají, případně zvolí rozměrové a objemové hodnoty posuvné části pístní skupiny. Z teoretického hlediska je zde zahrnuta i setrvačná síla působící na oko ojnice. Rozbor vnějšího zatížení pístního čepu, je zjednodušen přímým prutem. Ze stykových sil působících na pístní čep se zjistí základní namáhání nezbytné pro dimenzování pístního čepu, některých důležitých geometrických rozměrů pístu a oka ojnice. To je namáháno statickým i dynamickým zatížením.

U výpočtového návrhu termodynamického cyklu tohoto motoru bylo zjištěno, že maximální tlak vznikne na konci izochorického hoření. Pak nastane izobarická expanze, což způsobí, že prudce vzroste objem za stálého tlaku. Maximální teplota se nachází na konci izobarické expanze. Vliv setrvačné síly na pístní skupinu je zanedbatelný oproti tlaku plynu ve válci. Během kontroly na otláčení vzájemného interakčního dotyku pístního čepu a pístu, případně pístního čepu a ojničního oka, leží výsledky v dovolených hodnotách. První návrh vnitřního průměru pístního čepu z hlediska statické únosnosti byl velmi předimenzovaný, což bylo odstraněno změnou parametrů vstupujících do výpočtu termodynamického cyklu. Maximální napětí v oku ojnice se nachází na vnitřním vlákně. Statická bezpečnost je větší než 1,5 a z hlediska únavového namáhání vydrží oko ojnice neomezený počet cyklů.

Tato práce tvoří pouze teoretický postup výpočtu. V praxi neexistuje teoretický termodynamický cyklus, ale reálný. Tlakové působení není geometricky souměrně rozloženo jako např. otláčení pístního čepu, nebo oka ojnice. Další roli hrají i povrchové vnitřní a materiálové nedokonalosti. To se řeší dostatečným bezpečnostním koeficientem, nebo výkonnými výpočtovými softwarovými systémy.

7 Seznam použitých zdrojů

- [1] MACEK, Jan; Suk Bohuslav. *Spalovací Motory I*. 2. vyd. Brno : Vydavatelství ČVUT, 2000. 244 s. ISBN 80-01-02085-1.
- [2] RAUSCHER, J. *Ročníkový projekt*, Studijní opory, VUT FSI Brno, 2005. 154 s.
- [3] PAVELEK, M. Termomechanika. 3. přeprac. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, s.r.o. Brno, 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [4] *Motory Zetor* [online], [cit.2009-03-02]. Dostupné z: <<http://www.zetorpd.cz/motory>>
- [5] WIKIPEDIDE, *Vznětový motor* [online], [cit.2009-02-27]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Vznětový_motor>
- [6] SHIGLEY, J. E. – MISCHKE, CH. R. – BUDYNAS, R. G. Mechanical Engineering Design. New York, The McGraw-Hill Companies 2004. 1088 s. ISBN 0-07-292193-5.

8 Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	V ýznam	Jednotka
D	Vrtání válce	mm
h	Zdvih	mm
ε	Kompresní poměr	-
L_{st}	Stechiometrický poměr	-
p_a	Atmosférický tlak	Pa
p_1	Počáteční tlak	Pa
T_1	Absolutní teplota okolí	K
κ	Poissonova konstanta vzduchu	-
r	Měrná plynová konstanta vzduchu	$\frac{J}{kg \cdot K}$
c_v	Měrná tepelná kapacita vzduchu za stálého objemu	$\frac{J}{kg \cdot K}$
n	Otáčky	min^{-1}
t	Perioda	s
ω	Úhlová rychlost	s^{-1}
H_u	Spodní výhřevnost paliva	$\frac{MJ}{kg}$
λ	Součinitel přebytku vzduchu	-
V_h	Zdvihový objem	cm^3
V_k	Objem kompresního prostoru	cm^3
V_c	Objem spalovacího prostoru	cm^3
m_v	Hmotnost vzduchu	kg
m_p	Hmotnost paliva	kg
Q	Teplo přivedené při jednom oběhu	J
p_2	Tlak na konci adiabatické komprese	MPa
T_2	Teplota na konci adiabatické komprese	K
A_{12}	Objemová práce adiabatické komprese	J
p	Tlak	Pa
T	Teplota	K
V	Objem	m^3
m	Hmotnost	kg
A	Objemová práce	J
dA	Diferenciál objemové práce	J
dQ	Diferenciál tepla	J
dU	Diferenciál vnitřní energie	J
Q_{23}	Teplo přivedené při izochorickém hoření	J
T_3	Teplota na konci izochorického přívodu tepla	K
p_3	Tlak na konci izochorického přívodu tepla	MPa

A_{23}	Objemová práce izochorického přívodu tepla	J
p_4	Stálý tlak izobarické expanze	MPa
Q_{34}	Teplo přivedené při izobarické expanzi	J
V_4	Objem na konci izobarické expanze	cm^3
A_{34}	Objemová práce izobarické expanze	J
p_5	Tlak na konci adiabatické expanze	MPa
T_5	Teplota na konci adiabatické expanze	K
A_{45}	Práce vykonaná při adiabatické expanzi	J
A_{51}	Objemová práce izochorického odvodu tepla	J
A_c	Objemová práce cyklu	J
Q_{51}	Odvedené teplo	J
S_{ps}	Plocha pístu	mm^2
F_p	Síla od tlaků plynů	N
H_p	Výška pístu	mm
H_{ε}	Vnitřní průměr pístu	mm
δ	Výška dna pístu	mm
V_d	Objem dna pístu	cm^3
V_{pl}	Objem pláště pístu	cm^3
d_a	Vnější průměr pístního čepu	mm
d_n	Vnější průměr nálitku	mm
H_o	Vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep	mm
V_n	Objem nálitku pro pístní čep	cm^3
V_{cp}	Celkový objem pístu	cm^3
d_i	Vnitřní průměr pístního čepu	mm
l_c	Délka pístního čepu	mm
V_{ε}	Objem pístního čepu	cm^3
ρ_{Si}	Hustota křemíku	$\frac{kg}{m^3}$
ρ_{Al}	Hustota hliníku	$\frac{kg}{m^3}$
ρ	Celková hustota	$\frac{kg}{m^3}$
m_{pi}	Hmotnost pístu	kg
ρ_o	Hustota oceli	$\frac{kg}{m^3}$
m_{ε}	Hmotnost čepu	kg
m_c	Celková hmotnost posuvných částí pístní skupiny	kg
l_o	Délka ojnice	mm
r_k	Poloměr kliky	mm

λ_k	Klikový poměr	-
α	Úhel natočení klikového hřídele	°
a_{k1}	Zrychlení pístu v závislosti na úhlu natočení klikového hřídele	$\frac{m}{s^2}$
α_{\max}	Úhel, při kterém je zrychlení největší	°
a_k	Maximální zrychlení pístu	$\frac{m}{s^2}$
F_{s1}	Závislost setrvačné síly na úhlu natočení klikového hřídele	N
F_s	Maximální setrvačná síla	N
F_{s2}	Setrvačná síla bez uvažování hmotnosti pístního čepu	N
F_c	Maximální síla při expanzním zdvihu v horní úvrati	N
F_{c2}	F_c bez uvažování hmotnosti pístního čepu	N
p_s	Sací podtlak	Pa
F_{cs}	Maximální síla při sacím zdvihu	N
a	Činná délka pouzdra oka ojnice	mm
p_o	Tlak mezi pístním čepem a pouzdem oka ojnice	MPa
b	Činná délka otlacení mezi čepem a pístem	mm
p_p	Tlak mezi pístním čepem a oky v pístu	MPa
$M_{o \max}$	Maximální ohybový moment čepu	Nm
W_o	Modul průřezu v ohybu čepu	mm ³
$\sigma_{o \max}$	Maximální ohybové napětí v čepu	MPa
τ_{\max}	Maximální smykové napětí v čepu	MPa
T_i	Výška I profilu ojnice	mm
D_{H1}	Vnitřní průměr oka ojnice	mm
D_{H2}	Vnější průměr oka ojnice	mm
D_{D1}	Vnitřní průměr hlavy ojnice	mm
D_{D2}	Vnější průměr hlavy ojnice	mm
H_H	Šířka oka ojnice	mm
H_D	Šířka hlavy ojnice	mm
t_{o1}	Šířka pásnice	mm
t_o	Šířka stojiny	mm
α_b	Součinitel tepelné roztažnosti bronzu	K ⁻¹
E_b	Modul pružnosti v tahu pro bronz	MPa
α_o	Součinitel tepelné roztažnosti oceli	K ⁻¹
E_o	Modul pružnosti v tahu pro ocel	MPa
e_p	Přesah bronzového pouzdra	mm
Δt	Rozdíl teplot při ohřevu	K
e_t	Zvětšení přesahu v důsledku ohřátí	mm
C_o	Konstanta pro výpočet měrného tlaku	-

C_p	Konstanta pro výpočet měrného tlaku	-
μ	Poissonova konstanta	-
p_m	Měrný tlak mezi pouzdem a okem ojnice	MPa
σ_{ma}	Napětí na vnějším vlákně oka ojnice od měrného tlaku	MPa
σ_{mi}	Napětí na vnitřním vlákně oka ojnice od měrného tlaku	MPa
ϕ_z	Úhel vetknutí oka ojnice do dřívku	°
r'	Poloměr těžiště příčného průřezu oka ojnice	mm
M_{os}	Moment z vnitřních účinků vyvolaný napětím v oku ojnice od setrvačné síly	Nm
F_{nos}	Síla z vnitřních účinků vyvolaná napětím v oku ojnice od setrvačné síly	N
M_s	Moment v místě vetknutí (napětí v oku ojnice od setrvačné síly)	Nm
F_{ns}	Síla v místě vetknutí (napětí v oku ojnice od setrvačné síly)	N
h_o	Tloušťka stěny oka ojnice	mm
S_o	Průřez oka ojnice	mm ²
S_{po}	Průřez pouzdra ojnice	mm ²
k_1	Konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu přenosu ložiskovým pouzdem oka	-
σ_{as}	Maximální napětí na vnějším vlákně oka ojnice od setrvačné síly	MPa
σ_{is}	Maximální napětí na vnitřním vlákně oka ojnice od setrvačné síly	MPa
a_1	Součinitelé pro výpočet výsledných vnitřních účinků na oko ojnice od tlaku plynů	-
a_2		-
J_o	Koeficient závislý na úhlu vetknutí oka ojnice do dřívku, slouží pro výpočet napětí v oku ojnice od tlaku plynů	-
M_t	Ohybový moment pro výpočet napětí v oku ojnice od tlaku plynů	Nm
F_{nt}	Normálová síla pro výpočet napětí v oku ojnice od tlaku plynů	N
σ_{at}	Napětí na vnějším vlákně oka ojnice od tlaku plynů	MPa
σ_{it}	Napětí na vnitřním vlákně oka ojnice od tlaku plynů	MPa
$\sigma_{\max 1}$	Napětí složené z napětí od tlaku plynů a měrného tlaku na vnějším průměru	MPa
$\sigma_{\max 2}$	Napětí složené z napětí od setrvačné síly a měrného tlaku na vnějším průměru	MPa
$\sigma_{\max 3}$	Napětí složené z napětí od tlaku plynů a měrného tlaku na vnitřním průměru	MPa
$\sigma_{\max 4}$	Napětí složené z napětí od setrvačné síly a měrného tlaku na vnitřním průměru	MPa
σ_{\max}	Maximální napětí dosažené v oku ojnice	MPa
R_m	Mez pevnosti materiálu oka ojnice	MPa
R_e	Mez kluzu materiálu oka ojnice	MPa
k_k	Bezpečnosti oka ojnice vůči mezi kluzu	-
σ_{co}	Mez únavy vzorku	MPa
k_a	Součinitel povrchu	-

k_b	Součinitel velikosti	-
k_c	Součinitel zatížení	-
k_d	Součinitel teploty	-
k_e	Součinitel spolehlivosti	-
k_f	Součinitel dalších vlivů	-
σ_c	Mez únavy reálné součásti	<i>MPa</i>
σ_a	Amplituda napětí	<i>MPa</i>
σ_m	Střední napětí	<i>MPa</i>
k_{cycl}	Bezpečnost vůči únavě podle Gerbera	-